

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, М.С. Агеев, канд. техн. наук, В.И. Свиридов, инж.

ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СРЕДНЕОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ ВОДЫ В РАБОЧИЙ ЦИЛИНДР

Актуальность проблемы

На протяжении последних лет ведущими фирмами – производителями судовых ДВС велись интенсивные работы по совершенствованию рабочего процесса двигателей с использованием впрыска воды в рабочий цилиндр. Таким образом, решались задачи снижения токсичности их выхлопа, повышения экономичности, снижения тепловой и механической напряженности.

Анализ известных решений

Фирма MAN для сокращения выбросов NO_x исследовала возможность увлажнения наддувочного воздуха. Для этого немецкой компанией Munters Euroform была разработана система, названная Humid Air Motor (HAM), которая позволяет повысить влажность воздуха до 99% [1]. Испытание системы показало, что на эксплуатационном режиме содержание NO_x сократилось 70...80%. Исследователи объясняют это тем, что повышенное содержание паров в наддувочном воздухе срезает пики температур в камере сгорания.

В ранних разработках фирмы Wärtsilä использовалось устройство насыщения поступающего в зону горения воздуха (Combustion Air Saturation System (CASS)), созданного компанией Marioff Oy. Водяной аэрозоль через сопла вводился прямо в воздушный поток наддувочного воздуха сразу после турбонагнетателя [2, 3]. Капельки, имеющие несколько микрон в размере, испарялись очень быстро в среде с температурой более 473 К и скоростью потока в 75 м/с. Поступающий в зону горения воздух содержал 60 г воды на 1 кг воздуха. Как следует из отчетов фирмы Wärtsilä, это обеспечило снижение NO_x до 3 г/(кВт·ч).

В последующих разработках фирма Wärtsilä пошла по пути непосредственного впрыска воды в камеру сгорания. Впрыск 15...70% воды от массы цикловой подачи топлива позволял достичь снижения содержания NO_x на 50%, при этом потеря экономичности не превышала 2...3 г/(кВт·ч). Для реализации прямого впрыска были разработаны форсунка с двумя сопловыми наконечниками с раздельным впрыском топлива и воды, а также система подачи воды к форсунке.

Фирма Mitsubishi Heavy Industries исследовала расслоенный впрыск топлива и воды (SFWI) через один распылитель, оборудованный специальным золотниковым устройством, позволяющим в периоды между впрысками заполнять водой часть

внутренней полости, прилегающей к игле форсунки. При впрыске последовательно вытесняется топливо, вода и снова топливо, формируя в факеле распыла четко выраженные слои [4, 5]. Устройство обеспечивало стабильную работу малооборотного двигателя Mitsubishi UEC 52/105 на всех режимах работы. Отмечавшееся сокращение выбросов NO_x было прямо пропорционально количеству введенной воды.

Недостаток всех рассмотренных методов состоит в том, что впрыск воды снижает среднюю температуру цикла в зоне горения, и, как следствие, эффективность рабочего процесса. Этот недостаток может быть устранен за счет выбора оптимального закона подачи воды. Как отмечалось в работе [6] впрыск воды в начале процесса сжатия не только снижает максимальную температуру рабочего процесса, но и уменьшает затраты работы на сжатие, увеличивая, тем самым, суммарную работу за цикл.

Цель работы. На основании численного эксперимента установить основные закономерности влияния впрыска воды в начале процесса сжатия на характер протекания рабочего процесса в судовом среднеоборотном двигателе.

Решение проблемы

Впрыск воды в начале сжатия приводит к тому, что в цилиндре сжимается двухфазовая смесь, состоящая из газовой фазы (смесь атмосферного воздуха с остаточными газами) и водяного аэрозоля. Это обстоятельство отличает данный способ охлаждения от ранее использовавшихся методов увлажнения воздуха на входе в двигатель, при которых полное испарение воды происходило еще до попадания воздуха в цилиндр.

Для анализа использовалась математическая модель рабочего цикла, включающая в себя подмодели процессов: газообмена, сжатия (в том числе и охлаждаемого) [6], сгорания, расширения, теплообмена газов со стенками рабочего пространства. Модель составлена с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. В качестве контрольных точек, использовались значения максимально допустимых параметров, таких как: давление наддува, максимальное давление цикла, давление и температура отработавших газов и т.д.

В качестве объекта моделирования был выбран двигатель L46/58 фирмы Wärtsilä.

Основные геометрические характеристики

двигателя приведены в таблице 1, а начальные параметры рабочего тела приведены в табл. 2. Все расчеты были выполнены для одного цилиндра.

Таблица 1. Основные характеристики двигателя L 46/58

Наименование параметра	Значение
Рабочий объем, дм^3	96,17
Полный объем, дм^3	103,48
Объем камеры сгорания, дм^3	7,088
Геометрическая степень сжатия	14,6
Момент закрытия впускного клапана, ° за НМТ	23
Действительная степень сжатия	13,94
Доля потеряннного хода на органы газообмена	0,048
Полный объем (с учетом потери хода на газообмен), дм^3	98,86
Коэффициент избытка воздуха	1,85
Частота вращения, мин^{-1}	500
Давление наддува, МПа	0,385

В ходе исследования была выполнена серия однофакторных численных экспериментов по моделированию рабочего процесса двигателя с охлаждением заряда в процессе сжатия путем впрыска воды. При этом фиксировались изменения основных выходных параметров рабочего процесса и двигателя в целом. Подача топлива выбиралась так, чтобы коэффициент избытка воздуха оставался неизменным на уровне $\alpha = 1,85$.

Таблица 2. Начальные параметры рабочего тела

Наименование параметра	Значение
Температура остаточных газов, К	950
Давление остаточных газов, МПа	0,345
Коэффициент остаточных газов	0,03
Давление на входе в двигатель, МПа	0,383
Температура на входе в двигатель, К	421,74
Потери давления на впуске, МПа	0,002
Давление в конце впуска, МПа	0,381
Плотность воздуха на впуске, $\text{кг}/\text{м}^3$	3,116
Коэффициент наполнения	0,977
Температура в конце газообмена, К	446,86

Основные зависимости, полученные в результате моделирования, приведены на рис. 1.

Из характеристик, представленных на рис. 1 видно, что при впрыске до 4 см^3 воды, происходит более интенсивное охлаждение заряда, чем на других участках. Это объясняется тем, что вся вода, при данном режиме охлаждения испаряется еще до закрытия впускного клапана, так как данное количество воды не в состоянии охладить массу воздушного заряда до температуры ниже температуры

насыщения. Поэтому вся вода на этом участке испаряется практически сразу, отбирая достаточно большое количество теплоты, что приводит к более интенсивному охлаждению. При увеличении подачи, на момент начала сжатия в цилиндре оказывается двухфазовая смесь, которая может при заданных условиях охладить заряд только до температуры насыщения. Поэтому вся избыточная вода испаряется только по мере сжатия, что приводит к замедлению скорости испарения. Преимуществом данного режима охлаждения является низкий расход воды $0,036 \dots 0,049 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, при котором водотопливное соотношение лежит в пределах $0,27 \dots 0,37$. Кроме того, при сжатии в цилиндре находится однофазная паровоздушная смесь, которая не оседает на стенках и не вызывает ухудшение смазки и кислотную коррозию. Это особенно важно при работе двигателя на тяжелых топливах с большим содержанием серы. Несмотря на небольшой расход воды (4 см^3), удается добиться снижения максимальной температуры цикла T_z на 116°C (с $2096,4$ до $1980,4^\circ\text{C}$), то есть на $5,5 \%$, а так же снижения максимального давления цикла p_z на $1,28 \text{ МПа}$ (с $20,98$ до $19,7 \text{ МПа}$) или на 6% .

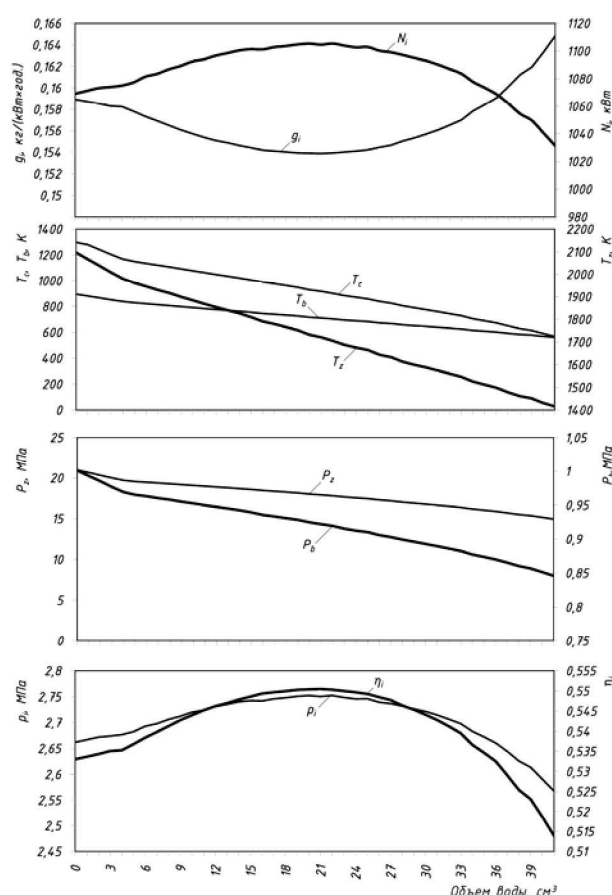


Рис. 1. Изменение основных параметров рабочего процесса дизеля как функция объема воды, распложенного в рабочем цилиндре

При дальнейшем увеличении подачи воды индикаторный КПД двигателя увеличивается с $\eta_i \approx 0,533$ и достигает своего максимума ($\eta_i \approx 0,550$) при распыливании $20...22 \text{ см}^3$ воды (увеличение на 3,2 %). Этому же промежутку соответствует снижение индикаторного расхода топлива g_i на 3,1% с 0,159 до 0,154 кг/(кВт·ч).

Среднее индикаторное давление и, как следствие, индикаторная мощность при условии постоянства α , так же имеют максимумы, соответствующие распыливанию $20...24 \text{ см}^3$ воды ($p_i \approx 2,75 \text{ МПа}$ и $N_i \approx 1105 \text{ кВт}$ соответственно).

Повышение мощности на этом участке связано со снижением затрат на сжатие и более рациональным изменением температуры процесса относительно ВМТ. Однако при дальнейшем увеличении объема подаваемой воды значительное уменьшение максимальной температуры цикла приводит к тому, что эффективность рабочего процесса начинает падать. Кроме того, при заданном законе подвода теплоты, впрыск воды в объеме, превышающем 42 см^3 , приводит к увеличению угла испарения, в результате чего жидкая фаза не успевает полностью испариться к моменту начала впрыска топлива. Это может привести к чрезмерному снижению температуры в камере сгорания и ухудшению условий для воспламенения и сгорания топлива.

Максимальная температура цикла и температура отработавших газов на рассматриваемом участке снижаются практически линейно с увеличением количества впрыскиваемой воды. В точке наибольшей эффективности максимальная температура T_z понижается с $2096,4$ до $1720,7^\circ\text{C}$, то есть на $375,7^\circ\text{C}$ или 17,9%, а давление с 21 до 17,2 МПа, то есть на 3,8 МПа или 18%. Это указывает на значительное уменьшение тепловой и механической напряженности при одновременном увеличении цилиндрической мощности на 36 кВт ($\approx 3\%$) с 1069 до 1105 кВт). Снижение максимального давления и давления в конце расширения происходит более интенсивно, чем уменьшение температуры. Недостатком такого режима охлаждения является высокий расход воды, который в 1,8...2,2 раза превышает расход топлива и составляет $0,237...0,285 \text{ кг/(кВт·ч)}$. Кроме того, при температуре $120...125^\circ$ в цилиндре сохраняется жидкая фаза, которая может, оседая на стенках гильзы, нарушать режим смазки и провоцировать низкотемпературную коррозию. Несмотря на интенсивное охлаждение заряда, температура в конце сжатия T_c , во всем рассматриваемом диапазоне ($0...21 \text{ см}^3$), сохраняется в пределах $1571...1190^\circ\text{C}$, то есть остается достаточно высокой для эффективного воспламенения впрыскиваемого топлива.

Исходя из вышесказанного, следует, что, при выборе характеристик охлаждения заряда путем распыливания в нем воды, нельзя выделить какой либо универсальный критерий оптимизации рабочего процесса. В зависимости от того, какие цели ставятся при проектировании, могут быть выбраны режимы охлаждения, соответствующие наименьшему расходу воды, при минимальном техническом риске или максимальной эффективности рабочего процесса, максимальной мощности, минимальным температурам и давлениям, но при повышенной степени технического риска. Снижение максимальной температуры процесса позволит значительно улучшить экологические показатели двигателя, в частности по выбросам оксидов азота (NO_x).

В табл. 3 приводятся расчетные параметры трех возможных вариантов организации рабочего процесса. Под первым номером представлены параметры рабочего процесса без охлаждения заряда водой, эти параметры в достаточной степени согласуются с паспортными характеристиками двигателя. Во второй колонке приводятся параметры рабочего процесса с охлаждением заряда при минимальном уровне технического риска, то есть при впрыске такого количества воды, которая испаряется до начала сжатия. В третьей колонке приведены параметры, соответствующие наибольшей эффективности рабочего процесса, максимальной мощности, минимальной эмиссии NO_x , но при высокой степени технического риска.

Таблица 3. Основные параметры рабочего процесса для различных способов охлаждения заряда в процессе сжатия

Параметр рабочего процесса	Номер расчетного цикла		
	1	2	3
Объем воды, см^3	0	4	21
Инд. работа, за цикл, кДж	256,6	258,0	265,1
Инд. КПД рабочего процесса	0,533	0,535	0,550
Инд. часовой расход топлива, кг*	169,9	170,1	169,9
Инд. удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	6754	6726	6539
Инд. расход топлива, кг/(кВт·ч)*	0,159	0,158	0,154
Инд. расход воды, кг/(кВт·ч)*	0,00	0,056	0,285
Среднее инд. давление, МПа	2,66	2,68	2,75
Индикаторная мощность, кВт	1069	1075	1104
Темп. в конце сжатия (t_c), $^\circ\text{C}$	1298,8	1168,5	917,3
Максимальная темп. цикла (t_z), $^\circ\text{C}$	2096	1980	1721
Темп. газов в конце расшир., $^\circ\text{C}$	894,7	837,9	710,3
Макс. давление цикла (p_z), МПа	20,98	19,70	17,91
Давл. газов в конце расшир.,	1,00	0,969	0,922

* $H_u = 42,5 \text{ МДж/кг}$

На рис. 2 приводятся графики расчетного изменения давления и температуры для базового цик-

ла (колонка 1, табл. 3), для цикла с впрыском 4 см^3 воды в начале процесса сжатия (колонка 2, табл. 3) и цикла, соответствующего максимальной эффективности рабочего процесса (21 см^3).

На графике изменения температуры при охлаждении заряда можно видеть характерный прогиб, связанный с поглощением теплоты на фазовый переход воды из жидкого состояния в газообразное, что в конечном итоге ведет к снижению затрат работы на сжатие. Подробнее особенности и отдельные стадии этого процесса рассмотрены в [6]. Вторым важным фактором, влияющим на эффективность процесса, является то, что в ходе сжатия масса газовой фазы постепенно возрастает (при впрыске 21 см^3 , примерно на 5,19 %) за счет испарения воды. Следовательно, на линии расширения на поршень действует газовая смесь большей массы, чем на линии сжатия. Кроме того, за счет испарения воды, к моменту впрыска топлива увеличивается теплоемкость газовой смеси, что препятствует образованию локальных зон с уровнями температур, достаточных для диссоциации молекул азота.

Таким образом, для каждого случая существует наиболее оптимальный уровень охлаждения заряда. Очевидно, величина эффективного охлаждения может лежать в диапазоне, соответствующем минимальному техническому риску и максимальной эффективности. В рассматриваемом случае данный диапазон соответствует впрыску $4 \dots 21 \text{ см}^3$ воды за цикл.

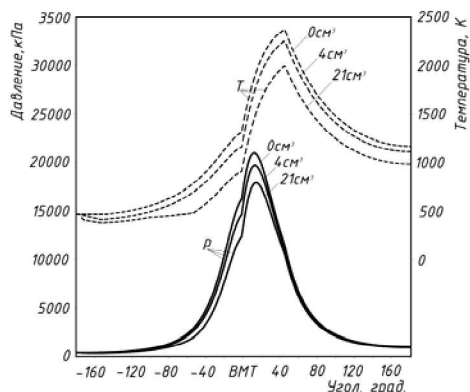


Рис. 2. Сравнение расчетных параметров рабочего процесса

Использование максимального охлаждения заряда без значительного технического риска возможно при подаче воды в цилиндр в течение всего процесса сжатия в количествах, которые не могут охладить заряд ниже температуры насыщения. При выполнении этого условия вся поданная вода, попав в цилиндр, будет сразу же испаряться, не оседая на стенках, и не ухудшая условий смазки и не образуя водного раствора кислот, приводящего к кислотной коррозии. Такой режим подачи воды

требует более сложного оборудования для реализации, однако в ряде случаев это может оказаться оправданным.

Эффективные показатели двигателя могут быть также улучшены за счет повышения максимального давления цикла при охлаждаемом сжатии до уровня прототипа (21 МПа), за счет повышения степени сжатия. Такая модернизация может привести к значительному повышению эффективности рабочего процесса, однако степень технического риска будет еще более высокой, так как при сбоях в системе впрыска воды, давление в рабочем цилиндре может превысить предельно допустимое, что может повлечь за собой поломку двигателя.

Выводы

1. Использование охлаждаемого сжатия путем распыливания воды позволяет повысить эффективность рабочего процесса (для рассмотренного случая на 3,2%), снизив при этом максимальные температуру и давление цикла (на 17,9% и 18% соответственно). Мощность при этом возрастает примерно на 3%. За счет снижения температуры процесса существенно могут быть улучшены экологические показатели двигателя, в частности выбросы NO_x могут сократиться с 9 до 3 г/(кВт·ч).

2. При оптимизации рабочего процесса путем охлаждения заряда не существует универсального критерия. В зависимости от того, какие цели ставятся при проектировании, могут быть выбраны режимы охлаждения, соответствующие максимальной эффективности рабочего процесса при максимальной мощности или режим, соответствующий минимальному техническому риску.

3. При использовании охлаждаемого сжатия количество впрыскиваемой воды, для рассмотренного случая, не должно превышать $20 \dots 23 \text{ см}^3$. Дальнейшее повышение интенсивности охлаждения приводит к ухудшению рабочих характеристик двигателя.

Список литературы:

1. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели / И.В. Возницкий – Санкт-Петербург: изд. ГИА им. Адм. С. О. Макарова. 2005. – 150 с.
2. Steffens D. The Diesel Engine and the Environment. Session Chair – Wayne Cole, Cole Engineering, Houston, Texas, September 16-17, 2003. – 36 p.
3. Wartsila 46 Technology review. Wartsila Corporation, 2008. – 20 p.
4. Improvement of diesel combustion with stratified fuel/water injection system / Koji Takasaki, Tadashi Fukuyoshi, Shigenobu Abe // Shin-nosuke Osafune Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Japan. 1998 – 6 p.
5. The UEC engine program and its latest development / Hironori Sakabe, Japan hironori, Katsuhiko Sakaguchi // Conseil international des machines a combustion, Paper № 224. Kyoto, 2004. – 8 p.
6. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС / Е.В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 72-78.